

INTENSIFICACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE PERTURBACIÓN DE FLUJO EN ALETAS

Por Ing. Jorge Luis Verdecia Rodríguez*

*Ceter, Ave. 114, # 11901, e/ Ciclo vía y Rotonda, Marianao, La Habana.

E-mail: jverdecia@gmail.com

Resumen

En este artículo se realiza un estudio de un intercambiador de calor con tubos circulares dispuestos en línea y aletas lisas. El objetivo es intensificar la transferencia de calor en el intercambiador de calor con esta configuración utilizando generadores de vórtices colocados sobre la superficie de las aletas. Para ello se realiza un estudio de diferentes localizaciones del generador de vórtices, buscando el que mayor impacto tuviera sobre el traspaso de calor. Conocida la mejor localización entre las estudiadas se procedió a variar el ángulo de ataque y la razón de su aspecto, estudiando el comportamiento bajo estas nuevas condiciones. Finalmente, el generador de vórtices (GVs) con un ángulo de ataque de 45° y razón de aspecto igual a dos resultó ser el que produjo mayor transferencia de calor. Los valores que se obtuvieron de la intensificación de la transferencia de calor estuvieron entre 0,31 % y 3,92 %, mientras que la caída de presión aumentó entre 2,55 % y 26,85 %. Como conclusión más significativa de este trabajo se obtuvo que la inclusión de GV's sobre la aleta aumenta la transferencia de calor, así como las pérdidas de presión, cuando se comparan con la aleta en configuración lisa.

Palabras clave: Tubos en línea, intensificación de la transferencia de calor, generadores de vórtices.

ENHANCEMENT OF HEAT TRANSFER USING FLOW DISTURBANCES IN HEAT EXCHANGERS

Abstract

In this work was carried out the study of a heat exchanger with the tubes in line configuration and smooth fins. The aim is to intensify heat transfer in the finned tube heat exchanger with in-line configuration using vortex generators punched on the fin's surface. Several positions of the generator were investigated, looking for the one which produces the highest heat transferred. Knowing the best location of the vortex generator were varied the angle of attack and the aspect ratio and its performance was studied. Vortex generators having angle of attack of 45° and a aspect ratio of 2 was responsible for the highest heat transferred. An enhancement heat transfer ranging from 0,31 % to 3,92 % was found, while the pressure drop increased from 2,55 % up to 26,85 %. The inclusion of vortex generators on the fin increases the heat transfer, as well as the pressure losses, when compared with the fin in smooth configuration.

Key words: In-line tubes, enhancement of heat transfer, vortex generators.

Introducción

Los intercambiadores de calor son dispositivos usados para transferir calor entre dos o más fluidos, existiendo, en muchos casos, un fluido que se calienta y otro que se enfría, así como una determinada parte del calor que se pierde en los alrededores.

Los intercambiadores de calor compactos son comúnmente usados en los procesos de ventilación, calentamiento, refrigeración y también de aire acondicionado (HVACR), debido a su economía, facilidad de construcción y operación.

Los más empleados son el de tubos aletados y el de placas. La configuración de la aleta puede ser rectangular

o circular, continua o individual. Por otro lado, la geometría de los tubos puede ser circular, plana u oval. Durante la operación de los equipos de enfriamiento de aire, parte o toda la superficie de la aleta puede estar cubierta por una película de agua producida por la condensación del vapor de agua en la corriente de aire entrante.

El área de superficie de transferencia de calor por unidad de volumen es a menudo usada como una medida de la compacticidad de un intercambiador de calor. Si esta relación excede $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, el intercambiador es comúnmente referido como un intercambiador de calor compacto. Estos equipos son de gran interés por varias razones, como son: poseer una alta eficiencia, permitir la recuperación de importantes cantidades de energía entre las corrientes de procesos y ser más versátiles en términos del número de corrientes de proceso que pueden ser manejadas.

Algunos intercambiadores de calor compactos pueden manejar únicamente dos corrientes [B.y Mascone, 1991], otros pueden manejar cuatro o más con facilidad [K. Liu, 1998]. Entre los aspectos estudiados con respecto a los intercambiadores de calor está poco claro el efecto hidrodinámico de la película del líquido cuando existe condensación del lado del aire. En ocasiones la película aumenta y en otras disminuye el coeficiente de transferencia de calor. Por otro lado, el factor de fricción siempre aumenta ante la presencia de condensado. Los resultados reportados en la literatura generalmente indican que el coeficiente de transferencia de calor aumenta cuando la superficie está húmeda, mientras otros reportan la tendencia opuesta. El efecto de elementos perturbadores de la corriente fluida es comúnmente empleado buscando intensificar la transferencia de calor, aunque esto último aumenta la caída de presión a lo largo del intercambiador.

Intercambiadores de calor, superficies extendidas y generadores de vórtices

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos medios, separados por una barrera o que se encuentren en contacto. Son parte esencial de los dispositivos de refrigeración, el acondicionamiento de aire, la producción de energía y el procesamiento químico. Un intercambiador típico es el radiador del motor de un automóvil, en el que el fluido refrigerante, calentado por la acción del motor, se refrigera por la corriente de aire que fluye sobre él y, a su vez, reduce la temperatura del motor volviendo a circular en su interior [Y. B. Cubás, 2013].

El término superficie extendida se usa normalmente con referencia a un sólido que experimenta transferencia de energía por conducción dentro de sus límites y transferencia de energía por convección (y/o radiación) entre sus límites y los alrededores.

Existen muchas situaciones diferentes que implican efectos combinados de conducción y convección. La aplicación más frecuente es aquella en la que se usa una superficie extendida de manera específica para aumentar la cantidad de calor transferido entre un sólido y un fluido contiguo. Esta superficie extendida se denomina comúnmente aleta.

Los generadores de vórtices no aumentan significativamente el área de la superficie de traspaso de calor de

la aleta, pero aumentan el coeficiente de transferencia de calor, creando vórtices longitudinales que promueven el intercambio de calor entre la superficie sólida y el fluido, generalmente un gas.

Los generadores de vórtices son un tipo relativamente nuevo de dispositivo que mejora el traspaso de calor en los intercambiadores de calor compactos. Un óptimo lugar para su colocación, o el número óptimo de ellos, aún no ha sido logrado. Existen muchas variantes o posibilidades en cuanto a ubicación y cantidad de GV's. Adicionalmente pueden ser variados el ángulo de ataque, la razón de aspecto, y/o la disposición relativa entre generadores de vórtices (GV's).

Los GV's, entre otros, existen en forma de alas delta o medias alas delta. También existen generadores de vórtices con formas rectangulares, que pueden ser montados o troquelados directamente sobre la placa o aleta, a fin de que incidan sobre la dirección principal del fluido con determinado ángulo de ataque, aunque el sentido del flujo se mantenga. Si el borde de salida de un generador de vórtices está pegado a la placa es llamado ala delta, mientras que cuando la cuerda está pegada a la placa se les denomina media ala delta. La Figura 1 presenta variantes de generadores de vórtices rectangulares y triangulares y cómo son dispuestos sobre la placa o aleta, en relación con el flujo principal. La figura permite aclarar lo relacionado con el nombre de los GV's triangulares.

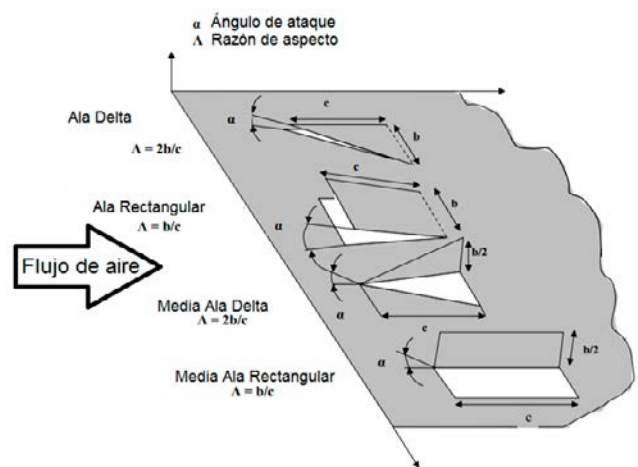


Fig. 1. Diferentes geometrías de los generadores de vórtices.

Los GV's inducen vórtices con ejes de rotación longitudinales que siguen la misma dirección del flujo. Los vórtices se desarrollan a lo largo del borde del generador, producidos debido a la diferencia de presiones entre la superficie delantera enfrentada al flujo y la superficie trasera de este. Generalmente se reconocen tres vórtices longitudinales diferentes: el principal, el de esquina y el inducido (Fig. 2).

Los vórtices son llamados longitudinales porque sus ejes de rotación están alineados con la dirección de flujo principal –como se puede apreciar en la Figura 3– a diferencia de los vórtices transversales, que surgen cuando un flujo se dispone cruzado con un cuerpo tridimensional. Estos últimos poseen ejes de rotación perpendiculares al flujo principal.

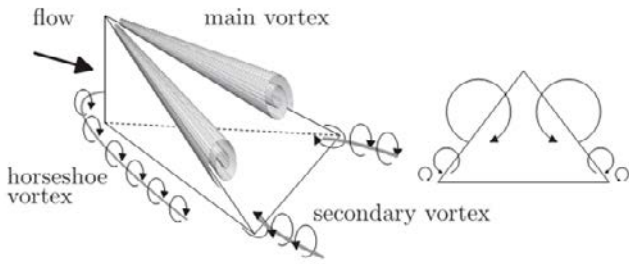


Fig. 2. Vórtices creados por la inclusión de un GV en un canal de flujo.

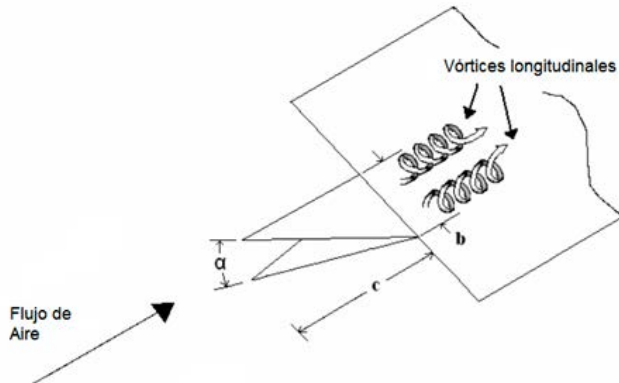


Fig. 3. Representación de los vórtices longitudinales para un generador de vórtice tipo Ala Delta (Delta Wing).

Lin & Jang apud Kattea *et al.* estudiaron el uso de los generadores de vórtices montados sobre aletas onduladas, para elevar la transferencia térmica en intercambiadores de calor compactos con tubos planos. Mediante una cámara de visión infrarroja determinaron el comportamiento térmico, observando la distribución de temperaturas sobre la superficie de las aletas lisas y sobre las aletas con generadores de vórtices montados. El estudio identificó una mejora de hasta 120 % en el coeficiente de transferencia de calor local, y un incremento de 18,5 % en su valor promedio. Además encontraron que se podía reducir el área de la aleta ondulada aproximadamente entre 18 % y 20 % de su tamaño original si se usaban los generadores de vórtices sobre ellas. Finalmente, notaron que la magnitud de la reducción alcanzable del área de la aleta ondulada aumenta el número de Reynolds para la misma velocidad.

Pesteei *et al.* midieron los coeficientes locales de transferencia de calor en un intercambiador de calor compacto de tubos y aletas con generadores de vórtices del tipo *winglets*, usando un calentador de 2 pulgs. de diámetro para cinco posiciones diferentes de los generadores de vórtices. Los experimentos se realizaron para un número de Reynolds cercano a 2250. Las pérdidas de presión fueron determinadas midiéndolas directamente en la instalación experimental. Los resultados mostraron un aumento sustancial en la transferencia de calor con generadores de vórtices del tipo *winglets*. Fue observado que el número de Nusselt, número adimensional que proporciona una

medida de la transferencia de calor por convección en una superficie, aumentó por encima de 46 %; gracias a que los coeficientes locales de transferencia de calor fueron mejorados en comparación con el intercambiador de calor de tubos y aleta lisa. La máxima mejora se obtuvo en la zona de recirculación. El incremento en la caída de presión para la situación existente fue del orden de 18 %.

Torii *et al.* apud Kattea *et al.* declaran que aumentaron la transferencia de calor y redujeron la caída de presión en un intercambiador de calor compacto de tubos circulares y aletas para un número de Reynolds relativamente bajo, utilizando generadores de vórtices del tipo media ala delta. Las medias alas delta fueron colocadas con orientación hacia arriba en el área de flujo común. La configuración que propusieron causa un retraso significativo en la separación del flujo, según indicaron, reduciéndose el arrastre de forma sobre los tubos, y elimina la pobre transferencia de calor en la zona de recirculación.

Materiales y métodos

Definición del modelo en estudio

El intercambiador de calor en estudio posee tubos circulares, aletas lisas y solo una fila de tubos. Para un número múltiple de aletas y varias secciones de los tubos, la forma real de un intercambiador de calor se representa en la Figura 4. El dominio computacional que se va a utilizar se construirá a partir de una geometría simplificada, capaz de reproducir el comportamiento del intercambiador real, pero con menores dimensiones y solo una fila de tubos.

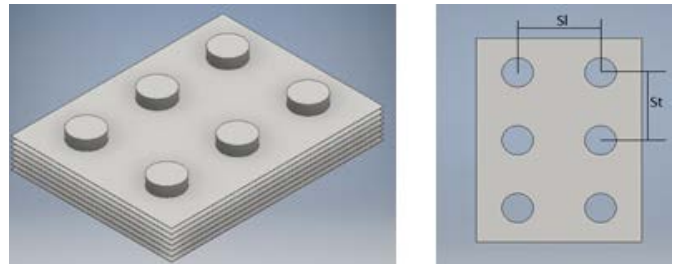


Fig.4. Intercambiador de calor de tubos y aletas con disposición en línea de los tubos.

Construcción de la geometría

Las geometrías que se precisan para realizar este estudio serán creadas en el software Autodesk Inventor Profesional 2016. Se necesita, además del tubo aletado, crear un canal que emula la región a través de la cual circula el aire. La aleta se construyó con un espesor de 0,1 mm, una longitud que coincide con el espaciamiento longitudinal de los tubos igual a 22 mm y un espaciamiento transversal de los tubos de 25 mm. Debe aclararse que utilizando condiciones de contorno del tipo simetría este espaciamiento puede ser reducido a la mitad, o sea, 12,5 mm. Todas las geometrías en este estudio cuentan con solo una fila de tubos. En la Figura 6 se presenta una vista del modelo representando las dimensiones fundamentales. Puede notarse que la representación general es solo de la mitad del espaciamiento transversal. Además de las dimensiones acotadas es importante especificar que se empleará un espaciamiento entre aletas de 1,6 mm.

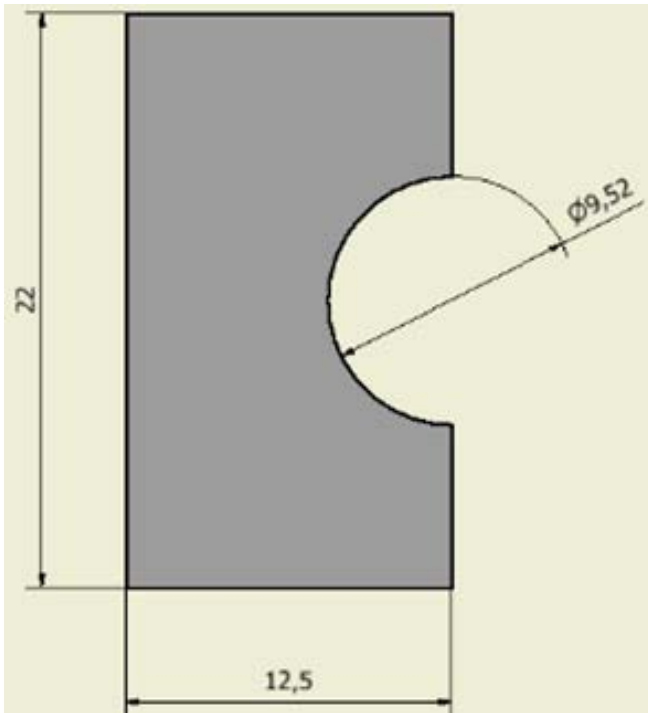


Fig. 5. Aleta lisa y tubo circular. Todas las dimensiones están en mm.

Por otra lado, el canal se dividió en tres partes diferentes conectadas entre sí, con una altura de 1,6 mm, longitud total de 69 mm, y un ancho igual a la mitad del espaciamiento transversal que coincide con el de la sección de aleta modelada.

Después de tener la geometría construida se exporta con formato CAD y extensión *.SAT. La Figura 6 muestra una perspectiva de la aleta insertada en el canal con las tres secciones antes mencionadas. Nótese que la aleta ha sido incluida en el centro del dominio, dividiendo así en dos regiones el canal intermedio, que a su vez, es de altura similar al espacio entre aletas.

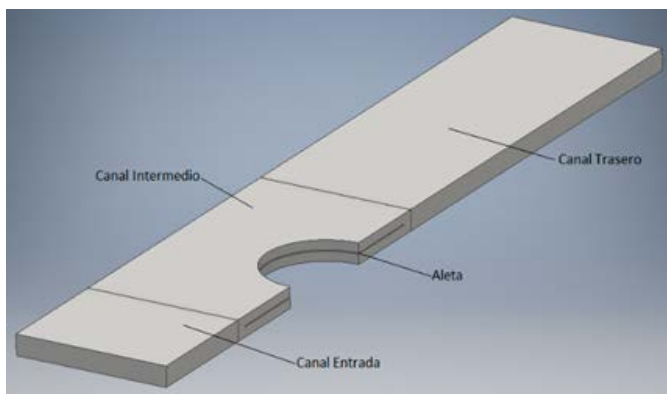


Fig. 6. Disposición general del modelo de tubo aletado con tres canales.

Generación de la malla

Partiendo de la geometría exportada desde el software Autodesk Inventor esta es importada desde el software Gambit 2.2.3, utilizando el formato conocido como *.ASIS, equivalente a la extensión *.SAT.

En la región del canal delantero y trasero se emplearon elementos del tipo hexaédricos para el mallado, mientras

que para la aleta y el canal intermedio fueron usados tetraedros híbridos (TGrid). En general, el modelo después de mallado posee un número de volúmenes totales de 1 094 208. Las mallas correspondientes con las secciones extremas en la dirección vertical fueron previamente asociadas, para permitir condiciones de contorno de tipo periódica. Esta malla posee un tamaño de elementos tal que garantiza una solución independiente del número de ellos. Fue encontrada después de experimentar sucesivamente con elementos de mayor talla. La malla finalmente aceptada no posee ningún volumen con elevada esbeltez, ni tampoco con valor negativo que impida su correcta utilización.

Características físicas del flujo

Para el modelo en estudio se considera que el flujo de aire se mantiene siempre dentro del régimen laminar. Los números de Reynolds son bajos por las bajas velocidades que se modelan. La razón es la búsqueda de bajos niveles de ruidos cinéticos debidos a la circulación del aire en el intercambiador de calor real. Las propiedades físicas del flujo se consideran constantes, pues sufren una variación despreciable gracias al pequeño rango de temperaturas estudiado. La simulación será realizada en estado estacionario, obviando las soluciones que precisen de flujo transitorio. El flujo se modeló con un carácter tridimensional, con los campos de velocidad y temperatura desacoplados, permitiendo la solución del campo de velocidades de forma independiente al campo de temperaturas. También se considera el flujo incompresible, con valores de las propiedades físicas constantes y condiciones de trabajo que a continuación se relacionan:

- Presión manométrica de operación: 0 kPa.
- Densidad del aire: 1,225 kg/m³.
- Viscosidad dinámica: 1,7894x10⁻⁵kg/ms.
- Velocidad del aire a la entrada: Entre 0,5 y 5 m/s.
- Temperatura del aire a la entrada del modelo: 300 K.
- Temperatura de la pared del tubo: 340 K.
- Conductividad térmica del aire: 0,0242 W/mK
- Calor específico del aire a presión constante: 1006.43 J/kgK.

Ecuaciones gobernantes y condiciones de contorno

Las ecuaciones gobernantes del fenómeno que estudia el movimiento de un fluido y el intercambio de calor entre este y una superficie sólida son: la ecuación de continuidad, las ecuaciones de cantidad de movimiento en cada uno de los ejes y la ecuación de la energía. Estas ecuaciones en el dominio computacional, para flujo incompresible; con propiedades constantes y en estado estacionario sin considerar la disipación viscosa y en régimen laminar, pueden ser expresadas en el mismo orden en que se mencionan, como sigue:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left[\frac{\partial u_j}{\partial t} + \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$c_p \rho \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial u_j T}{\partial x_j} \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

La solución de las ecuaciones anteriores se resuelve para un dominio computacional discretizado, el cual se muestra en la Figura 7. Las condiciones de contorno que se emplearán en cada una de las superficies del dominio aparecen etiquetadas en la Figura.

Adicionalmente se declaran las tres secciones del canal como un fluido y la aleta como un sólido. Otras condiciones que deben ser especificadas numéricamente son los parámetros de entrada del fluido y la temperatura superficial del tubo. Esta última se considera igual a la del flujo que circula por dentro del tubo, despreciando la conducción del calor a través de su pared. Por otro lado, la velocidad del fluido al inicio del canal de entrada puede variar, pues durante el estudio se utilizan diferentes números de Reynolds.

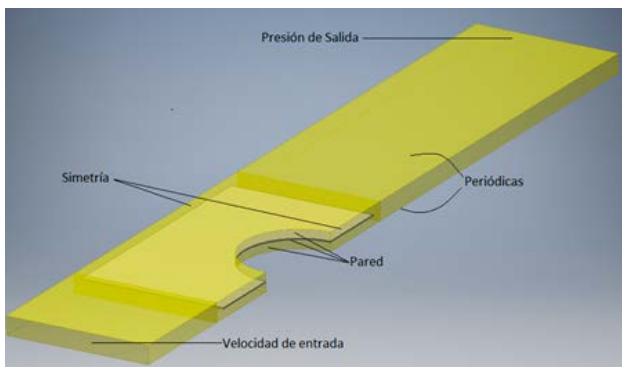


Fig. 7. Dominio computacional con las condiciones de contorno establecidas en el programa.

Todas las condiciones de contorno por regiones se resumen a continuación:

A la entrada del modelo:

$$v = w = 0 \quad u = cte \quad T = cte \quad (4)$$

En la superficie de la aleta, además de existir transferencia de calor conjugada, se tiene la condición de no deslizamiento:

$$u = v = w = 0 \quad (5)$$

En la superficie del tubo se tiene:

$$u = v = w = 0 \quad T = cte \quad (6)$$

Las caras superiores e inferiores del dominio, y que constituyen los límites de cada canal en la dirección vertical (coordenada z), son consideradas periódicas de tipo traslacional.

Simulación en el FLUENT

La solución del sistema de ecuaciones de balance es obtenida utilizando el software FLUENT. A partir del conocimiento de los campos de velocidad, presión y temperatura se podrá conocer el comportamiento de los parámetros de interés. El coeficiente convectivo de transferencia de calor h, la caída de presión ΔP y la eficiencia de la aleta η se obtendrán como una función de la velocidad de entrada del aire al canal.

Resultados

Intercambiador de calor con aletas lisas

En la Tabla 3 se muestran los valores de caída de presión, eficiencia de la aleta, coeficiente de transferencia de calor, factores de Colburn y de fricción como función de la velocidad de entrada al modelo, en configuración lisa, necesarios para realizar la comparación con los modelos que utilizan generadores de vórtices (GVs).

Tabla 1. Resultados fundamentales para el modelo en configuración lisa

V_{inlet}	Δp	h	η_o	j	f
[m/s]	[Pa]	[W/m ² K]			
0,5	2,4159	62,515	0,7841	0,0464	0,08206
1	5,8957	72,941	0,7589	0,0270	0,05006
2	15,524	87,101	0,7280	0,01617	0,03295
3	28,042	99,673	0,7032	0,01233	0,02645
4	43,175	111,47	0,6819	0,01034	0,02291
5	60,518	122,23	0,6639	0,00907	0,02055

Intercambiador de calor con aletas intensificadas utilizando generadores de vórtices

Para confeccionar este modelo se emplearon las mismas condiciones de contorno y método de mallado que en la aleta lisa, así como similar tamaño de los elementos en las mallas. Como tendencia para este tipo de aletas la ubicación de los GVs siempre se localiza en la parte cercana al tubo, y en casi la totalidad de los casos más allá de la línea central del tubo y aguas abajo. En este trabajo seguiremos esa tendencia y alrededor de la misma región intentaremos colocar el GVs. El generador de vórtices es del tipo media ala delta, uno de los que mejores prestaciones ha presentado tradicionalmente en múltiples estudios. La Figura 8 muestra cómo se localiza la posición del generador de vórtices a partir de dos variables creadas a tal efecto (Δx y Δy). Es importante considerar que fueron estudiadas cinco posiciones diferentes para la localización de los generadores de vórtices que son mostradas en la Tabla 2 y la Figura 8.

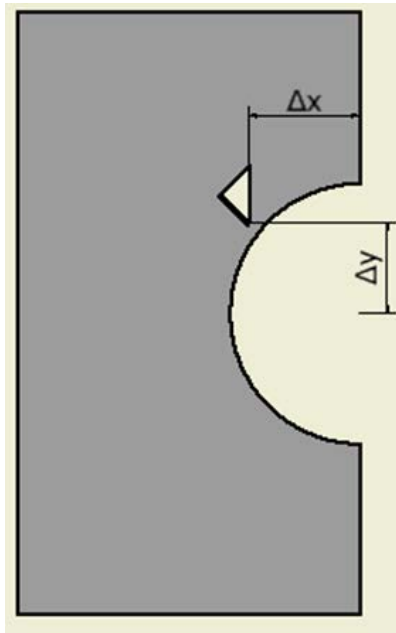


Fig. 8. Representación de cómo fueron definidas las cotas para la ubicación de los generadores de vórtices.

Tabla 2. Posición de cada generador de vórtices sobre la superficie de la aleta

Generador	Δx [mm]	Δy [mm]
GV	4,353	3,494
GV 1	4,053	2,294
GV 2	4,123	2,223
GV 3	4,992	0,677
GV 3.1	4,992	0,677

Confeccionadas las geometrías para cada una de las posiciones de estos generadores de vórtices se realizaron las simulaciones numéricas para una velocidad de entrada al modelo de 3 m/s. En los resultados de estas simulaciones se puede apreciar, a juzgar por la intensificación de la transferencia de calor, que la forma y posición que mejor resultados presentó fue la denominada GV, por lo que esta fue la estudiada paraméricamente en este trabajo. Las simulaciones numéricas arrojaron que se logra elevar la transferencia de calor para todas las velocidades estudiadas a la entrada del modelo. A continuación se muestran los resultados obtenidos para el modelo con generador de vórtices y una fila de tubos. Para que sea más fácil la comparación entre la superficie lisa y la intensificada, se repiten en la Tabla 3 los valores de la aleta lisa.

En la Figura 9 se muestra el comportamiento de la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor global como función de la velocidad de entrada al modelo. Existe un aumento de la transferencia de calor en la superficie de la aleta, siendo superior a los valores obtenidos para la aleta en condición lisa y para todas las velocidades. Por otro lado, se puede apreciar que la caída de presión sobrepasa los valores presentes en la aleta con configuración lisa, lo cual ocurre, entre otras cosas, por un mayor arrastre de forma.

Tabla 3. Resultados de las simulaciones en la aleta GV con una fila de tubos

u_{inlet}	Configuración Lisa			Con GV		
	Δp	h_o	h	Δp	h_o	h
[m/s]	[Pa]		[W/m ² K]	[Pa]		[W/m ² K]
0.5+	2,4159	0,7841	62,5156	2,4776	0,7821	63,3530
1	5,8957	0,7589	72,9411	6,1307	0,7538	75,2047
2	15,5248	0,7280	87,1010	16,5293	0,7197	91,1718
3	28,0421	0,7032	99,6734	32,7899	0,6938	104,7430
4	43,1756	0,6819	111,4757	52,6811	0,6710	117,9284
5	60,5181	0,6639	122,2360	76,7701	0,6512	130,3925

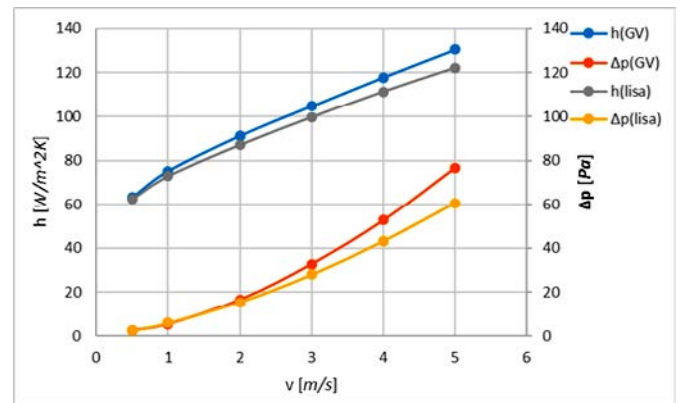


Fig. 9. Representación y comparación gráfica de los valores de caída de presión y h para la aleta con generador de vórtices y la aleta lisa.

En la Figura 10 se observa una comparación gráfica del flujo de calor intercambiado sobre la superficie de la aleta en condición lisa y con generador de vórtices, para tres velocidades de entrada.

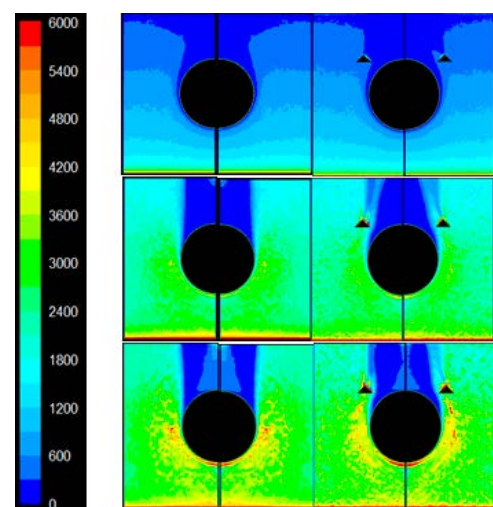


Fig. 10. Calor en la aleta en condición lisa y con generador de vórtices para una velocidad a la entrada del modelo de 0,5, 3 y 5 m/s, respectivamente.

Nótese que a medida que aumenta la velocidad es mayor el efecto que produce el GVs sobre la región de la aleta donde normalmente la transferencia de calor es muy baja. La influencia se ejerce porque el flujo es desviado hacia esa posición y al hacerlo introduce un flujo de aire más frío en esa región, aumentando el intercambio de calor por aumentar el ΔT .

La Figura 11 muestra un gráfico de j y f donde se demuestra cómo mejora ligeramente el comportamiento térmico de la aleta que posee GVs con respecto a la lisa, en la medida en que aumenta la velocidad y con ella el número de Reynolds. En el caso del factor de fricción se puede observar que para las velocidades más bajas existe poca influencia del GVs sobre el factor de fricción. Al aumentar la velocidad, la brecha entre ambos valores se va agrandando; esto demuestra el hecho de que a medida que se incorporan GVs empeora el comportamiento hidráulico del modelo, sobre todo a velocidades elevadas.

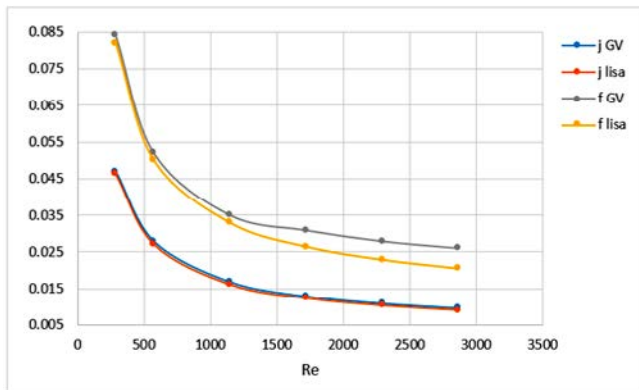


Fig. 11. Factor de Colburn y de fricción para la aleta lisa y con GVs.

Conclusiones

Concluido el trabajo pueden extraerse las conclusiones siguientes:

El modelo numérico generado reproduce el comportamiento del intercambiador real con buena exactitud, en

lo que a transferencia de calor se refiere. La transferencia de calor y las pérdidas de presión se encontraron aumentando con la velocidad de entrada para los modelos con GVs o sin ellos, aunque las pérdidas de presión lo hacen con una mayor tasa de incremento. La intensificación de la transferencia de calor aumentó en un rango entre 0,31 % y 3,92 %, mientras que la caída de presión se incrementó entre 2,55 % y 26,85 %. La inclusión de GVs sobre la aleta aumenta la transferencia de calor, así como las pérdidas de presión, cuando se comparan con la aleta en configuración lisa. La razón para el incremento fue la influencia de los GVs en la región de recirculación tras los tubos. Entre los ángulos probados el que mejor resultados presentó fue el de 45°. La razón de aspecto que produce las mayores intensificaciones de la transferencia de calor fue aquella con valor 2, es decir, el tamaño de la base es igual a la altura del GVs.

Bibliografía

- CUBÁS, Y. B. *Caracterización termohidráulica de un Intercambiador de calor compacto de tubos elípticos*, Ceter, 2013, Universidad Tecnológica de La Habana José Antonio Hecheverría.
- KATTEA, et al. *An Experimental Study on the Effect of Shape and Location of Vortex Generators Ahead of a Heat Exchanger*. Al-Khwarizmi- Engineering Journal, 2012. 8: pp. 12-29.
- LIU, K.y. 1998.
- MASCONI, B.y. 1991.
- PESTEEL, S. YANG. *Heat transfer enhancement of wavy finned flat tube by punched longitudinal vortex genetators*. (2014). 368-380.
- Recibido:** 14 de junio de 2018.
- Aceptado:** 25 de septiembre de 2018.